

Костарев В.С., Климова В.А., Ташлыков О.Л.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЕСТЕСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КОНТЕЙНЕРОВ С РАДИОАКТИВНЫМИ ОТХОДАМИ

Аннотация. Рассматривается процесс переноса теплоты за счет естественной конвекции при охлаждении контейнеров с радиоактивными отходами. Приведена методика оценки теплофизических свойств кубовых остатков. Даны результаты компьютерного моделирования теплоотвода от контейнера с внутренними источниками теплоты за счет естественной конвекции окружающего воздуха. Предложены пути повышения интенсивности теплоотдачи от наружной поверхности контейнера.

Ключевые слова: радиоактивные отходы, контейнер, естественная конвекция, компьютерное моделирование, остаточное тепловыделение.

Abstract. The process of heat transfer by natural convection for cooling of containers with radioactive waste is considered. The method of estimation of thermalphysic properties of distillation residue is brought. The results of computer simulation of heat removal from the container with inner heat sources by natural convection of surrounding air are given. The ways of heat removal intensity increasing for the outer surface of the container are offered.

Keywords: radioactive waste, container, natural convection, computer simulation, residual heat.

Введение

В современном мире проблема утилизации радиоактивных отходов (РАО) стоит на одном уровне с прочими экологическими проблемами. С ростом населения и развитием технологического прогресса количество радиоактивных отходов постоянно возрастает. Правильный сбор, хранение и утилизация таких отходов является довольно сложным и трудоемким процессом.

Конечной целью переработки РАО является их кондиционирование, т.е. перевод в стабильную физико-химическую форму, которая максимально ограничивает выход радионуклидов за пределы матрицы и инженерных барьеров в пунктах захоронения РАО.

Технические средства и меры по обеспечению радиационной безопасности при сборе, хранении и кондиционировании должны определяться из максимальной допустимой активности РАО и ограничивать воздействие на персонал, население и окружающую среду в соответствии с Нормами радиационной безопасности (НРБ-99/2009).

К контейнерам с РАО предъявляются следующие требования: тепловыделение не должно превышать 5 кВт/м^3 , коэффициент теплопроводности

должен быть в пределах 0,7–1,6 Вт/(м·К) в интервале температур 20-500 °С, температура доступных поверхностей упаковок не выше 50 °С при температуре окружающей среды 38 °С без учета инсоляции [1].

В данной работе проведено компьютерное моделирование охлаждения контейнера с РАО за счет естественной конвекции, а также исследованы способы повышения интенсивности пассивного теплоотвода (оребрение поверхности).

Разработка компьютерной модели

За основу компьютерной модели взят контейнер КО-1340, предназначенный для хранения битумированных ЖРО и солевых пластов [1]. Контейнер имеет цилиндрическую форму (высота 910 мм, диаметр 560 мм). Поскольку целью работы являлось исследование охлаждения за счет естественной конвекции, в модель были внесены изменения – толщина стенки принята 80 мм, соответственно, внутренний объем – 95 л.

Кроме цилиндрического, рассматривались контейнеры другой формы – прямоугольный параллелепипед и куб. При выборе размеров этих контейнеров принималось, что емкость контейнера и толщина стенки такие же, как у цилиндрического контейнера.

Каждый контейнер рассчитывался в двух вариантах – с гладкой стенкой и с оребрением наружной боковой стенки.

Расчет проводился с использованием пакета Solidworks Flow Simulation. Для моделирования гидродинамики и теплообмена здесь используются усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса в формулировке сохранения энергии, углового момента и массы в декартовой системе координат [2]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(p u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(p u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, \quad i=1,2,3 \quad (2)$$

$$\frac{\partial p H}{\partial t} + \frac{\partial p u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H, \quad (3)$$

где u – скорость жидкости, ρ – плотность жидкости, $S_i = -\rho g_i$ – распределенная по массе внешняя сила, обусловленная выталкивающей силой, где g_i – гравитационное ускорение вдоль i -й координаты, $H = h + u^2/2$, h – энтальпия, Q_H – источник или сток теплоты на единицу объема, τ_{ik} – тензор вязкостной распределенной нагрузки, q_i – диффузионный тепловой поток. Индексы обозначают суммирование по трем координатным направлениям.

Эти уравнения дополнены уравнениями состояния жидкости, которые определяют ее природу, и эмпирическими зависимостями плотности, вязкости и теплопроводности жидкости от температуры.

Для расчета ламинарного и турбулентного течения, а также для переходных случаев, используется одна и та же система уравнений.

Для дискретизации управляющих уравнений модели используется метод конечных объемов. В объеме жидкости строятся прямоугольные ячейки, ориентированные вдоль осей модели. Вблизи границы жидкости и твердого тела прямоугольные ячейки, пересекающие границу, разрезаются. В результате такого подхода приграничные ячейки представляют собой многогранники, у которых есть как ориентированные вдоль осей, так и произвольные грани.

Расчетные параметры определяются в центре ячеек сетки. В процессе расчета полученные ячейки дробятся или сливаются в зависимости от градиента расчетных параметров. Уточнение сетки происходит в несколько этапов до и во время расчета.

Для оценки достоверности моделирования естественной конвекции разработчики Flow Simulation предлагают рассмотреть квадратную полость, для которой задана разность температур вертикальных стенок. Число Рэлея варьировалось в диапазоне от 10^3 до 10^6 . Результаты моделирования в виде зависимости среднего числа Нуссельта Nu от числа Рэлея показали хорошее совпадение с эмпирическими данными [2].

Авторы данного исследования также проводили моделирование естественной конвекции в различных условиях с помощью рассматриваемого пакета, и результаты достаточно хорошо совпали с экспериментальными данными [3, 4].

Исходные данные для моделирования

При моделировании рассматривалась внешняя задача – анализ омывания модели жидкостью (воздухом), с учетом теплообменных и гидродинамических процессов во внутреннем пространстве контейнера. Учитывались теплопроводность в твердых телах и воздействие гравитации. В качестве материала стенки контейнера принималась сталь, а внутри контейнер был заполнен жидкостью, которая являлась объемным источником тепла мощностью 1000 Вт/м^3 .

Теплопроводность через дно контейнера не учитывалась.

В качестве жидкости, заполняющей контейнер, был принят кубовый остаток АЭС с реактором на быстрых нейтронах, один из вариантов состава которого приведен в таблице 1 [5].

Таблица 1 – Химический состав кубовых остатков АЭС с БН-600

<i>Соединение</i>	<i>Концентрация, г/л</i>
КОН	6
NaOH	60–100
Na ₂ CO ₃	23
NH ₄ HCO ₃	1–3
Al(NO ₃) ₃	120
CsCl	4–7
MnSO ₄	21

Перед началом моделирования были рассчитаны плотность, динамическая вязкость, теплоемкость и теплопроводность раствора с отходами при помощи методики, изложенной в [6]. Плотность определялась по следующей формуле:

$$\lg \rho = \lg \rho_0 + \sum_{i=1}^k A_i c_i, \quad (4)$$

где ρ – плотность многокомпонентного раствора, кг/м³; ρ_0 – плотность воды, кг/м³, рассчитываемая в зависимости от температуры t , °C:

$$\rho_0 = 1000 - 0,062t - 0,00355t^2, \quad (5)$$

A_i – справочный коэффициент i -го компонента, также зависящий от температуры; c_i – концентрация i -го компонента, кг/кг.

Динамическая вязкость многокомпонентного раствора рассчитывалась по модифицированному уравнению Эзрохи [6]:

$$\lg \mu = \lg \mu_0 + \sum_{i=1}^k D_i c_i, \quad (6)$$

где μ_0 – вязкость воды, Па·с, зависящая от температуры:

$$\mu_0 = 0,59849 \cdot (43,252 + t)^{-1,5423}, \quad (7)$$

D_i – справочный коэффициент, зависящий от температуры.

Теплоемкость определялась следующим образом:

$$c_p = c_{p0} + \sum_{i=1}^k (B_{1i} + B_{2i}c_i^* + B_{3i}t + B_{4i}t^2)c_i, \quad (8)$$

где c_p – теплоемкость многокомпонентного раствора, Дж/(кг·К); c_{p0} – теплоемкость воды, Дж/(кг·К), рассчитываемая по формуле:

$$c_{p0} = 4223,6 + 1,075t \cdot \ln(t/100); \quad (9)$$

B_{ni} – справочные коэффициенты; c_i^* – концентрация i -го компонента в бинарном изопиестическом растворе, кг/кг, определяемая по формуле:

$$c_i^* = E_i^{-1} + \sum_{j=1}^m E_j c_j, \quad (10)$$

где E_i – справочный коэффициент.

Теплопроводность рассчитывалась как

$$\lambda = \lambda_0 \left(1 - \sum_{i=1}^k \beta_i c_i \right), \quad (11)$$

где $\lambda_0 = 0,5545 + 0,00246t - 0,00001184t^2$ – теплопроводность воды, Вт/(м·К); β_i – справочные коэффициенты.

Справочные коэффициенты для формул (4), (6–8), (10) приведены в [6].

Расчеты проводились в диапазоне температур от 0 до 100 °С с шагом 10 °С. Результаты вычисления теплофизических характеристик приведены в таблице 2.

Результаты моделирования

Анализ теплоотвода от контейнера за счет естественной конвекции позволил получить значения теплового потока через стенку контейнера и температуры стенки. Для оценки достоверности моделирования естественной конвекции было проведено сравнение результатов расчета для цилиндрического контейнера и значений, полученных по эмпирическим формулам.

Таблица 2 – Теплофизические характеристики кубового остатка

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$c_p, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$
0	1199,15	0,0059	4024,76	0,53
10	1199,02	0,0042	4011,07	0,55
20	1197,78	0,0031	4006,06	0,57
30	1195,44	0,0023	4006,66	0,59
40	1191,99	0,0017	4010,89	0,61
50	1187,44	0,0013	4017,83	0,62
60	1181,78	0,0009	4026,92	0,63
70	1175,03	0,00075	4037,79	0,64
80	1167,18	0,00056	4050,19	0,65
90	1158,25	0,00042	4063,93	0,65
100	1148,23	0,00031	4078,84	0,65

Для расчета естественной конвекции при омывании воздухом вертикально расположенного цилиндра большого диаметра в [7] предложена следующая методика. Режим течения определяется по числу Рэлея:

$$Ra = \beta g \rho^2 c_p X^3 \Delta T / (\lambda \mu) \quad (12)$$

где $\beta \approx 1/T$ – температурный коэффициент объемного расширения, $1/\text{K}$; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; c_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; X – характерный размер – высота цилиндра, м; $\Delta T = (T_w - T_f)$ – разность температур между стенкой и воздухом, $^\circ\text{C}$; λ – теплопроводность воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, μ – динамическая вязкость воздуха, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

При оценке теплофизических свойств воздуха (по данным [8]) в качестве определяющей была принята средняя температура $T = (T_w - T_f)/2$; температура воздуха $T_f = 293 \text{ K}$, температура стенки была принята $T_w = 299 \text{ K}$. В таком случае число Рэлея соответствует ламинарному режиму течения $10^4 < Ra < 10^9$:

$$Ra = 3,411 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8 \cdot 1,192^2 \cdot 1005 \cdot 0,910^3 \cdot 6 / (0,026 \cdot 1,831 \cdot 10^{-5}) = 4,733 \cdot 10^8.$$

Среднее по стенке число Нуссельта для ламинарного режима течения определяется по формуле

$$Nu_{av} = 0,8 \cdot Ra^{0,25} \cdot k, k = [1 + (1 + Pr^{-0,5})^2]^{-0,25}. \quad (13)$$

При заданных условиях $Nu_{av} = 76,01$, коэффициент теплоотдачи $\alpha = Nu_{av} \cdot \lambda / X = 2,187 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и удельный тепловой поток через боковую стенку $q = 13,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Эти результаты достаточно хорошо совпадают с данными, полученными при компьютерном моделировании (удельный тепловой поток через боковую стенку $13,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$).

Результаты моделирования в виде температур боковой поверхности и крышек контейнеров приведены в таблице 3. Также даны значения интегрального теплового потока через боковую стенку и через верхнюю крышку и температуры кубового остатка, находящегося внутри контейнера. Коэффициент теплоотдачи, также приведенный в таблице 3, вычислялся по формуле

$$\alpha = Q / (F \cdot \Delta T), \quad (14)$$

где F – площадь рассматриваемой поверхности, м^2 .

На рисунке 1 показано распределение температуры по поверхности контейнеров. Минимальное и максимальное значение температуры для каждого варианта приведено в таблице 3.

На рисунке 2 показано распределение температур внутри контейнеров и траектории потока во внутренней области. Минимальное и максимальное значение температуры для каждого варианта приведено в таблице 3.

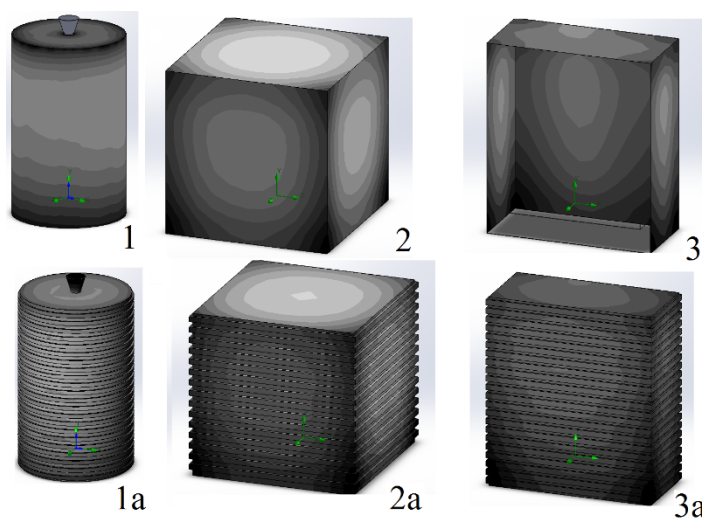


Рисунок 1 – Распределение температуры по поверхности контейнера

Таблица 3 – Результаты моделирования

Параметр	Вариант					
	1	1a	2	2a	3	3a
Температура наружной боковой поверхности, °С						
– минимальная	26,43	28,01	30,46	25,39	24,03	22,97
– максимальная	26,72	28,93	31,07	25,91	24,33	23,27
Температура крышки, °С						
– минимальная	26,40	28,46	30,57	25,56	24,09	23,19
– максимальная	26,65	28,75	31,07	25,98	24,22	23,39
Тепловой поток через боковую поверхность, Вт	22,228	46,648	42,667	36,284	17,406	9,916
Тепловой поток через крышку, Вт	2,297	1,782	4,572	2,139	2,059	1,019
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)						
– минимальный	0,487	0	2,032	1,075	0,029	0
– максимальный	2,222	147,24	3,705	6,232	3,366	16,292
– средний	2,115	2,781	2,605	2,867	1,780	2,889
Температура кубового остатка, °С						
– минимальная	26,63	28,64	30,92	25,77	20,28	20,28
– максимальная	26,90	29,05	31,33	26,15	24,82	22,78
– средняя	26,85	28,99	31,30	26,11	23,21	23,53

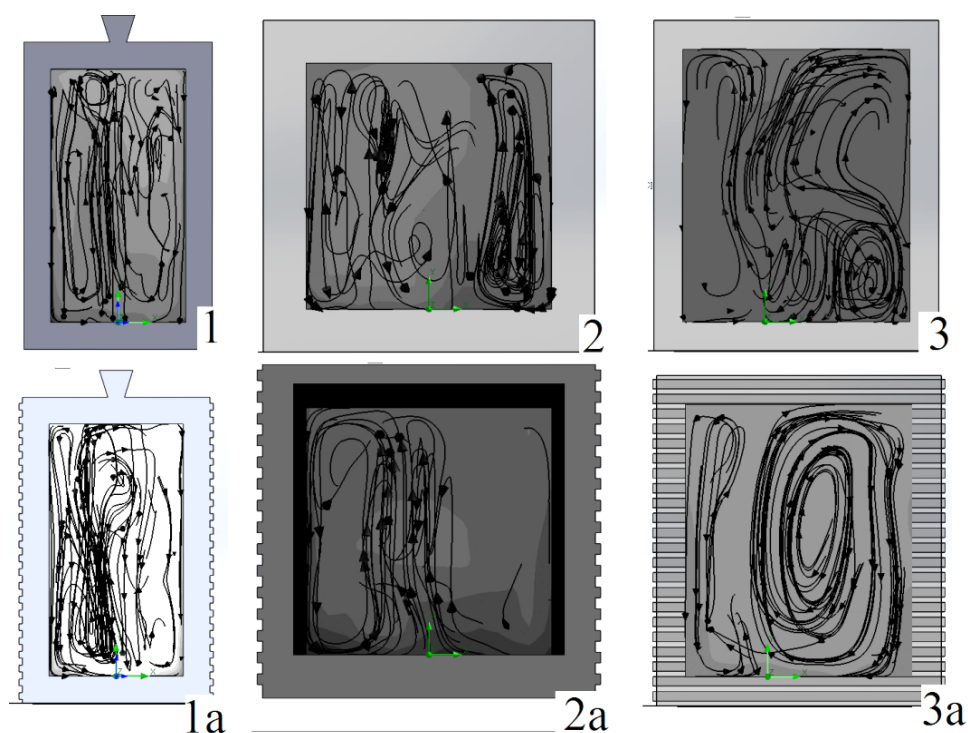


Рисунок 2 – Распределение температуры внутри контейнера и траектории потока

На обоих рисунках светлые области соответствуют высокой температуре, а темные – низкой.

Из рисунка 2 и данных таблицы 3 видно, что в случае цилиндрического контейнера температура кубового остатка практически одинакова, а для кубического и прямоугольного контейнеров характерно более неравномерное распределение температур. Поскольку скорость движения жидкости внутри контейнера относительно мала (в пределах 0,005 м/с), теплообмен в данном случае осуществляется в основном за счет теплопроводности. Кроме того, жидкость является источником теплоты, что не позволяет провести оценку числа Рэлея по стандартной методике [7].

В рамках данной задачи, т. е. оценки теплоотвода за счет естественной конвекции от контейнера с РАО, важно не только значение средней температуры по стенке контейнера, но также распределение температуры по поверхности. Очевидно, что в случае размещения нескольких контейнеров рядом друг с другом отвод теплоты за счет окружающего воздуха может быть затруднен. На рисунке 3 показано распределение температуры в виде отношения температуры в точке к максимальной температуре на поверхности контейнера от относительной координаты.

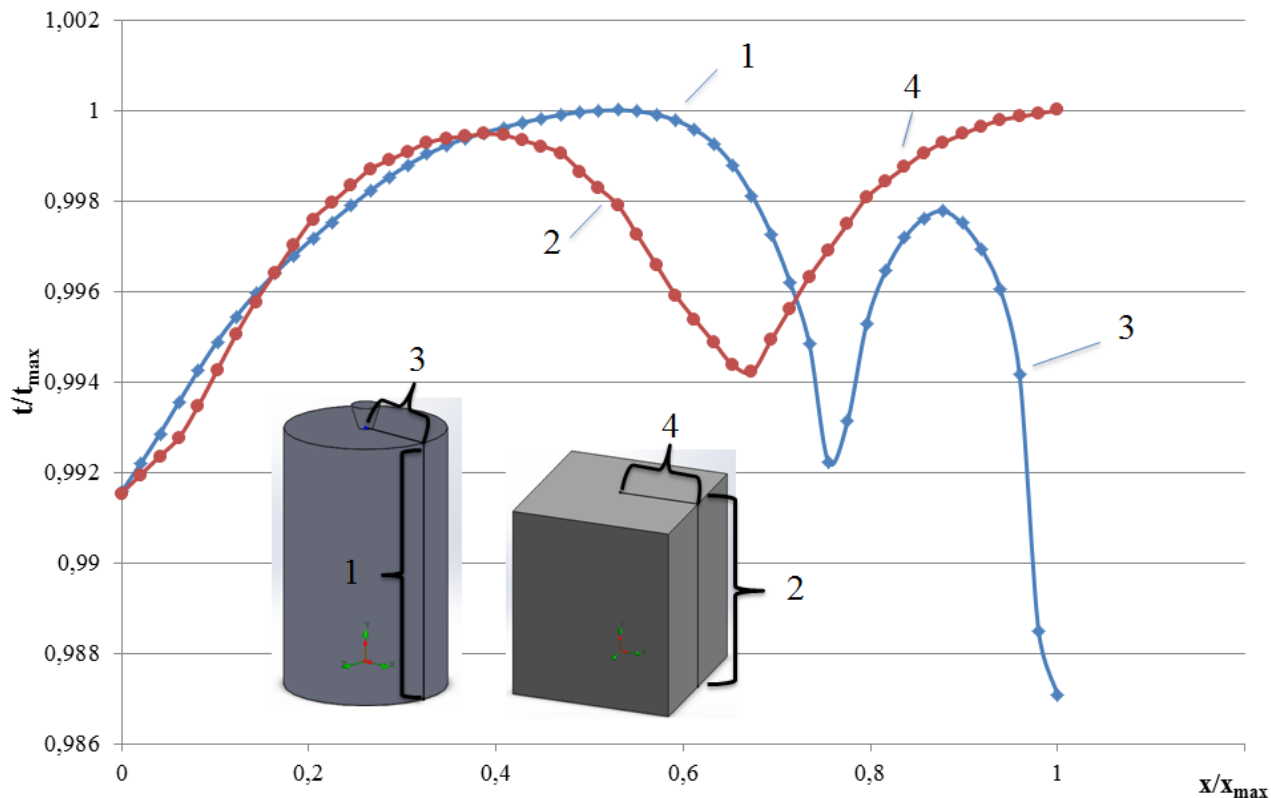


Рисунок 3 – Распределение относительной температуры по координате контейнера

Полученная картина показывает, что максимальная температура наблюдается в центре цилиндрической или плоской грани, а наилучший теплоотвод наблюдается по ребрам контейнера. «Ручка», расположенная на крышке цилиндрического контейнера, смещает максимум температуры от центра крышки ближе к ребру. Это, а также то, что основная часть тепла отводится через боковую поверхность, нужно учитывать при размещении нескольких контейнеров, особенно в жаркую погоду и в случае инсоляции.

С другой стороны, расчеты показали, что при охлаждении контейнера задействована относительно небольшая прослойка окружающего воздуха (5–10 см). По нормативным документам [1] допускается возможность размещения подобных контейнеров в десять ярусов по вертикали, с учетом нагрузки на контейнер. Однако не рассматривается влияние контейнеров друг на друга при размещении по горизонтали. В данной работе было рассмотрено удельное энерговыделение содержимого контейнеров 1 кВт/м^3 , что не является максимально допустимым. Следовательно, при планировании размещения контейнеров нужно учитывать удельное энерговыделение, расстояние между контейнерами, теплофизические свойства загруженных отходов, а также внешние факторы, такие как инсоляция, движение воздуха и температура окружающей среды. Для решения полученной достаточно сложной задачи хорошим средством является компьютерное моделирование.

Заключение

Анализ охлаждения контейнера с РАО за счет естественной конвекции позволил получить значения коэффициентов теплоотдачи, теплового потока через стенку контейнера и температуры стенки. Различие результатов моделирования для цилиндрического контейнера и значений, полученных по эмпирическим формулам, находится в пределах 5%, что подтверждает достоверность результатов моделирования охлаждения контейнеров. Полученные результаты моделирования показали, что интенсивность охлаждения контейнеров с РАО за счет естественной конвекции увеличивается для контейнера в форме куба и прямоугольного параллелепипеда, а также при использовании оребрения (при одинаковой активности и объеме РАО).

Библиографический список

1. Контейнеры для радиоактивных отходов низкого и среднего уровня активности / В. Т. Сорокин [и др.] // Ядерная и радиационная безопасность. – 2013. – № 2 (68). – С. 1–8.

2. An Introduction to Solidworks Flow : Simulation 2015 [Electronic resource] : Technical reference. – Mode of access: <https://www.sdcpublishations.com/pdfs/sample/978-1-58503-934-0-2.pdf>.
3. Костарев В. С. Моделирование процесса охлаждения радиоизотопного термоэлектрического генератора / В. С. Костарев, В. А. Климова, О. Л. Ташлыков // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : материалы Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, посвящ. памяти проф. Данилова Н. И. (1945–2015) «Даниловских чтений» (Екатеринбург, 11–15 дек. 2017 г.). – Екатеринбург : УрФУ, 2017. – С. 814–818.
4. Климова В. А. Компьютерное моделирование естественной конвекции в узких каналах / В. А. Климова, В. М. Пахалуев, С. Е. Щеклеин // Научные труды XVIII международной конференции молодых ученых по приоритетным направлениям развития науки и техники : сб. ст. – Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2010. – Ч. 3. – 412 с.
5. Скворцов А. И. Обращение с радиоактивными отходами при выводе из эксплуатации реактора на быстрых нейтронах : дис. ... кан. техн. наук : 05.14.03 / А. И. Скворцов. – Санкт-Петербург, 2007. – 182 с.
6. Зайцев И. Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ / И. Д. Зайцев, Г. Г. Асеев. – Москва : Химия, 1988. – 416 с.
7. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : пер. с англ. / Х. Уонг. – Москва : Атомиздат, 1979. – 216 с.
8. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 368 с.